

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Variabilní držák jízdního kola

Variable Holder for a Bicycle

Student:

Jakub Dresler

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student:	Jakub Dresler
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Variabilní držák jízdního kola Variable Holder for a Bicycle

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte řešení variabilního držáku jízdního kola pro uchycení na stěnu.
2. Proved'te rešerši v oblasti držáků jízdních kol.
3. Stanovte vybrané rozměrové parametry jízdního kola důležité pro variabilitu návrhu.
4. Proved'te nezbytné pevnostní výpočty nosných částí konstrukce.
5. Nakreslete sestavný výkres a dílenský výkres vybraného dílu (bude upřesněn v průběhu řešení).
6. Bakalářská práce bude mít cca 30 stran, bude obsahovat úvodní rešerši, návrh konceptu, nezbytné pevnostní výpočty a popis konstrukčního řešení držáku.

Seznam doporučené odborné literatury:

- DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000.
- BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.
- BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.
- NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II - Pohony*. Montanex a.s., Ostrava, 2002.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hrudičková, Ph.D.**


Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

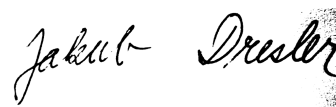


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 14. 5. 2010

A handwritten signature in black ink, reading "Jakub Dresler". The signature is written in a cursive style with a horizontal line under the first name.

Jakub Dresler

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že se na moji bakalářskou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14. 5. 2010



Jakub Dresler

Labuť 1023/27, 743 01 Bílovec

Děkuji vedoucí bakalářské práce Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ.....	9
1. ÚVOD.....	10
1.1. Rešerše v oblasti jízdních kol a jejich držáků	10
1.2. Cíle bakalářské práce	14
2. KONSTRUKČNÍ NÁVRH DRŽÁKU	15
2.1. Nosná část	15
2.2. Rameno	16
2.3. Ocelový profil	17
3. ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA DRŽÁK	18
4. DIMENZOVÁNÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ DRŽÁKU.....	20
4.1. Nosná část	20
4.2. Dimenzování ramena	22
4.3. Kontrola svarového spoje.....	25
4.3.1. Krut	26
4.3.2. Ohyb.....	29
4.3.3. Výsledné napětí.....	32
4.4. Namáhání od utažení šroubu	33
4.4.1. Měření utahovacího momentu	34
4.5. Kotvicí šrouby	37
4.6. Doplnkové informace.....	37
5. ZÁVĚR	38
6. POUŽITÁ LITERATURA	40
7. PŘÍLOHY	42

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DRESLER, J. Variabilní držák jízdního kola: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 42 s. Vedoucí práce: Hrudíčková, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem variabilního držáku jízdního kola. V úvodu jsou srovnány držáky dostupné na trhu. Na základě srovnání jednotlivých typů držáků je vybrán a navržen držák jízdního kola určený pro uchycení za pedál. Konstrukční návrh držáku je dimenzován pro stanovené maximální přípustné zatížení a poté podroben pevnostním výpočtům. Výsledkem práce je držák určený pro jakékoliv jízdní kolo bez omezení. Vytvořený držák je dokumentován v přílohách bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DRESLER, J. Variable Holder for a Bicycle: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 42 s. Supervisor: Hrudíčková, M.

This bachelor thesis is concerned with a design of a variable bicycle holder. In the introduction of the thesis, the holders which are available on the market are compared. Based on the comparison of the different types of holders, a bicycle holder which is intended for pedal fixation is chosen and designed. The engineering design of the holder is dimensioned for the maximum load allowed and, subsequently, the strength calculations are carried out, so that the rigidity of the holder is ensured. The result of the work is a holder intended for any type of bicycle without any restrictions. The projected holder is presented in attachments.

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

	Délkové rozměry	[mm]
d	Průměr	[mm]
f	Součinitel smykového tření	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
m	Hmotnost	[kg]
D	Průměr	[mm]
F, G, N	Síla	[N]
J_x, J_y	Moment setrvačnosti průřezu osový	[mm ⁴]
J_P	Moment setrvačnosti průřezu polární	[mm ⁴]
K	Převodní konstanta	[N · m · V ⁻¹]
K_A	Dynamický koeficient	[-]
M	Moment	[N · m]
M_o	Moment ohybový	[N · m]
P	Rozteč závitu	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu materiálu	[MPa]
$R_{p0,2}$	Mez kluzu v tahu materiálu smluvní pro 0,2 % plastických deformací	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
T	Těžiště	[-]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
	Úhlová míra	[°]
σ	Normálové napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]

1. ÚVOD

V bakalářské práci se zabývám návrhem variabilního držáku jízdního kola. Ze širokého spektra držáků jízdních kol dostupných na současném trhu jsem si jako výchozí model pro svou práci vybral držák určený pro uchycení za pedál kola. Při řešení problematiky spojené s touto možností uchycení jsem se zaměřil zejména na variabilitu držáku, který by měl umožnit bezpečné upevnění jakékoliv typu jízdního kola bez ohledu na jeho konstrukci, dále pak na jednoduchost a s ní spojené nízké výrobní náklady. Variabilita držáku spočívá v samotné konstrukci, způsobu upevnění bicyklu v držáku a závisí pouze na typu pedálu, za který je bicykl upevněn. Konstrukční návrh jsem dimenzoval pro ekvivalentní zatížení od zatěžujícího břemene a podrobil jej pevnostním výpočtům.

1.1. Rešerše v oblasti jízdních kol a jejich držáků

Dnes je na světě přes 1 000 000 000 jízdních kol a jejich počet nadále stoupá. Stejně tak jde nezadržitelně kupředu pokrok a s ním vývoj různých druhů kol a jejich vylepšování. Co však mají všechna kola společné je jejich skladování. Jízdní kola jsou velmi citlivá na rozměry počasí a měla by být tudíž skladována v krytých prostorách.

Většina lidí bydlících v rodinných domech kola skladuje v garážích či sklepních prostorách pouhým opřením o sebe o zeď. Tím kola zabírají velký prostor, překáží a dochází u nich v důsledku vzájemného kontaktu k poškrábání laku rámu a namáhání jednotlivých komponent kol, jako jsou výplety kol, měniče, brzdové kotouče apod., jejichž následná oprava je mnohdy nákladná. Další možnou situací je skladování kol v bytě. Zde je hlavním problémem nedostatek místa a nutnost uskladnění kola jinam, než na podlahu. Řešení obou výše uvedených situací skýtá použití držáku.

Na trhu je v současné době několik držáků různých typů a konstrukčních provedení, které lze rozdělit podle místa jejich upevnění na držáky stropní a nástěnné.

První skupinou jsou držáky stropní. Z důvodu rozsahu práce se jimi však nebudu zabývat, pro představení pouze uvádím, že se jedná o držáky hákové a kladkové.

Druhou velkou skupinu držáků tvoří **držáky nástěnné**. Ty jsou vhodné pro použití v případech, kdy máme k dispozici volnou stěnu, na kterou je můžeme umístit. Na trhu lze narazit na několik typů těchto držáků, které můžeme podle úchytného místa na kole rozdělit následovně:

Rámové držáky

Rámové držáky disponují dvěma vodorovnými rameny, na která se jízdní kolo zavěší za horní rámovou trubku (obr. 1.1). Nelze tak na ně zavěsit kola postavená na tzv. dámských rámech, protože by vzhledem ke konstrukčnímu provedení rámu ztrácela stabilitu, kola menších velikostí rámu, u kterých by se ramena držáku do rámu nevešla, ani kola dětská a full-suspension kola (celoodpružená) se speciální konstrukcí rámu, která rovnou horní rámovou trubku rovněž postrádají. Tímto je použití držáku omezeno pouze na zavěšení kol postavených na hard-tail (pevných) pánských rámech, u kterých je navíc nutno dát si pozor na variantu vedení lanek, bowdenů, popř. hydraulického vedení brzd pod horní rámovou trubkou, kde by mohlo dojít v místech uložení k poškození těchto prvků a jejich následné nefunkčnosti.



Obr. 1.1 Rámový držák (9)

Držáky pro uchycení za kolo

Kolo se na tento typ držáku zavěšuje za ráfek předního nebo zadního kola, přičemž se oběma koly kolmo dotýká stěny (obr. 1.2). Po zavěšení na držák však kolo celou svou výškou zasahuje do místnosti a zabírá tak zbytečně místo. Použití tohoto držáku je proto vhodné spíše k umístění do rohu místnosti, kde nám vyčnívání kola tolik nevadí, popř. do prodejen bicyklů, kde lze držáky umístit v řadě vedle sebe a tím vytvořit prostor pro vystavení jednotlivých modelů. Jednotlivá konstrukční provedení jsou zřetelná na obr. 1.2 a obr. 1.3.



Obr. 1.2 Uchycení za kolo (8)



Obr. 1.3 Konstrukční provedení (17)

Pedálový držák

Poslední skupinu mezi nástěnnými držáky tvoří držáky pedálové. Jak název napovídá, jedná se zde o uchycení jízdního kola za pedál. Na obr. 1.4 si lze prohlédnout možnou variantu konstrukčního provedení držáku a jeho použití při uskladnění kola. Jízdní kolo se pedálem shora umístí na držák a koly se opře o zeď. Jedná se o velmi variabilní držák, protože na něj lze zavěsit jakýkoliv druh kola bez ohledu na jeho typ (crossové, trekové, MTB, silniční, full-suspension, freestyle, dětské, atd.), tvar rámu či jeho velikost.



Obr. 1.4 Pedálový držák (11)

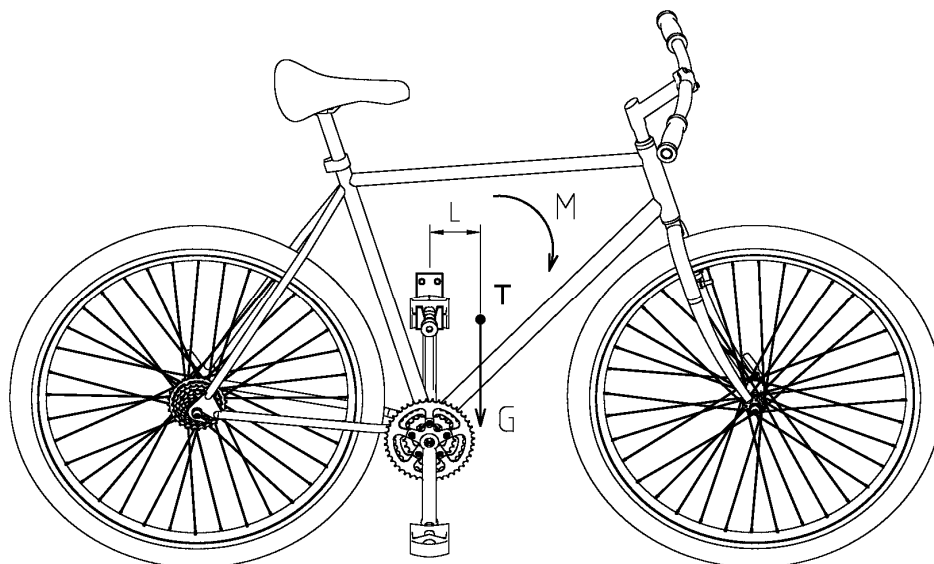
Hlavním a jediným parametrem pro uchycení kola je druh pedálů, kterým je kolo vybaveno a jejich rozměrové parametry. Na pedálový držák lze upevnit kolo s jakýmkoli pedály s výjimkou pedálů firmy Crank-Brothers (obr. 1.5), kterým jejich konstrukce a malé rozměry upevnění na držák neumožňují. Vzhledem k jejich vysoké ceně a tudíž ojedinělému výskytu se však na celkovém počtu jízdních kol podílejí minimálně.

Vyřešení této situace by bylo možné výrobou a použitím adaptéru na tento typ pedálu, čímž se však vzhledem k rozsahu této práce nebude zabývat.



Obr. 1.5 Pedál Crank-Brothers (10)

Velmi důležitou roli u pedálového držáku hraje těžiště bicyklu a velikost tření mezi pláští a stěnou. Jelikož se těžiště kola nachází blíže směrem k přednímu kolu, vzniká zde moment, který má tendenci kolem otáčet ve směru působící tíhy, jak je zobrazeno na obr. 1.6.



Obr. 1.6 Působení momentu vlivem tíhy bicyklu

Tento moment je znatelný již u obyčejného kola bez přední odpružené vidlice nebo doplňků (přední brašny, přední nosiče, košíky, rohy, světla, cyklocomputery, atd.) a s jejich přibýváním v přední části kola se dále zvětšuje. Pokud uvážíme zavěšení kola s těmito doplňky, které jsou dnes běžnou výbavou jízdních kol, může nastat situace, kdy bude působící moment větší než tření mezi pláští a stěnou a tím dojít ke ztrátě stability kola a jeho otočení kolem držáku, což je nepřipustné.

Tento problém mne motivoval natolik, že jsem si jej vybral za téma této práce, kde se jej pokusím vyřešit a vytvořit tak variabilní držák, který bude použitelný pro jakékoliv kolo a bude nezávislý na velikosti tření mezi pláští a stěnou.

1.2. Cíle bakalářské práce

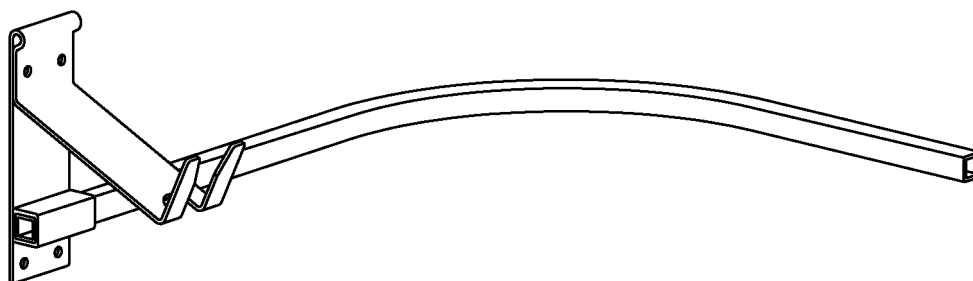
Cílem této bakalářské práce je:

- na základě zpracované rešerše navrhnout koncepci variabilního držáku jízdního kola pro uchycení na stěnu,
- navrhnout konkrétní konstrukční řešení držáku,
- provést nezbytné pevnostní výpočty nosných částí konstrukce,
- zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu sestavného výkresu držáku a výrobního výkresu vybrané součásti.

2. KONSTRUKČNÍ NÁVRH DRŽÁKU

Pro návrh a dimenzování držáku je nutné znát zatížení, kterými může být držák namáhán. Zatížení držáku je zcela náhodné a získat se dá jedině měřením. Při návrhu budu vycházet ze statického zatížení, přičemž vliv dynamického namáhání vyjádřím dynamickým koeficientem.

Samotný držák se bude skládat z nosné části, ke které bude přivařen ocelový profil sloužící jako vodící prvek pro posuvné rameno podepírající spodní rámovou trubku jízdního kola (obr. 2.1). Podepření této trubky je nutné k eliminaci točivého momentu vznikajícího v důsledku působení tíhové síly v těžišti bicyklu mimo upevnění v držáku (více v kapitole 1.1. Rešerše – Pedálový držák, str. 13).

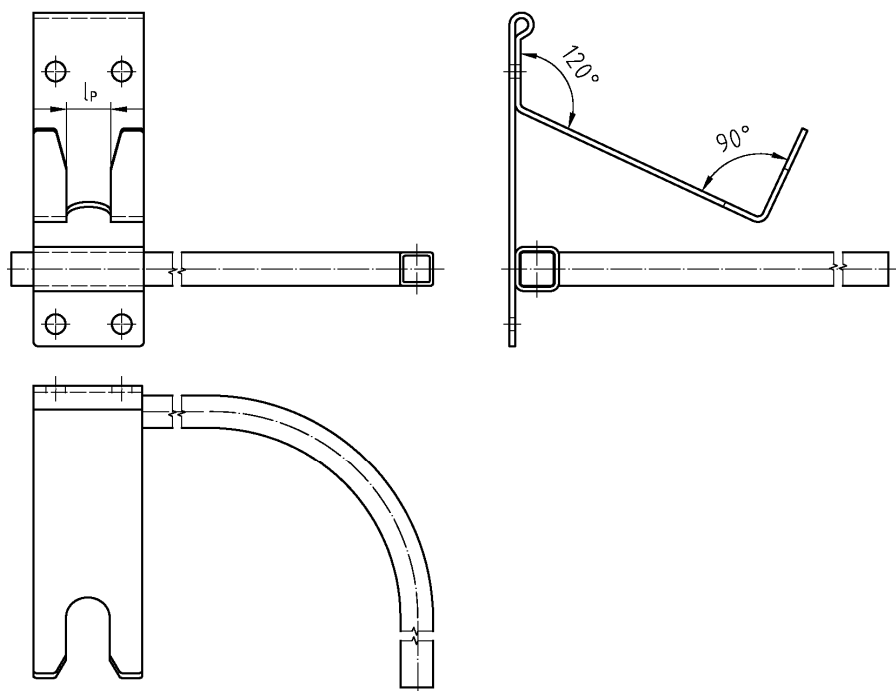


Obr. 2.1 Konstrukční návrh držáku

2.1. Nosná část

Nosná část držáku bude tvořena plechovou součástí určenou k zavěšení pedálu. Na obr. 2.2 je vyobrazen koncepční návrh držáku se základními rozměrovými parametry, které vzešly z konstrukčně podobných řešení pedálových držáků a z vlastního měření u několika typů jízdních kol.

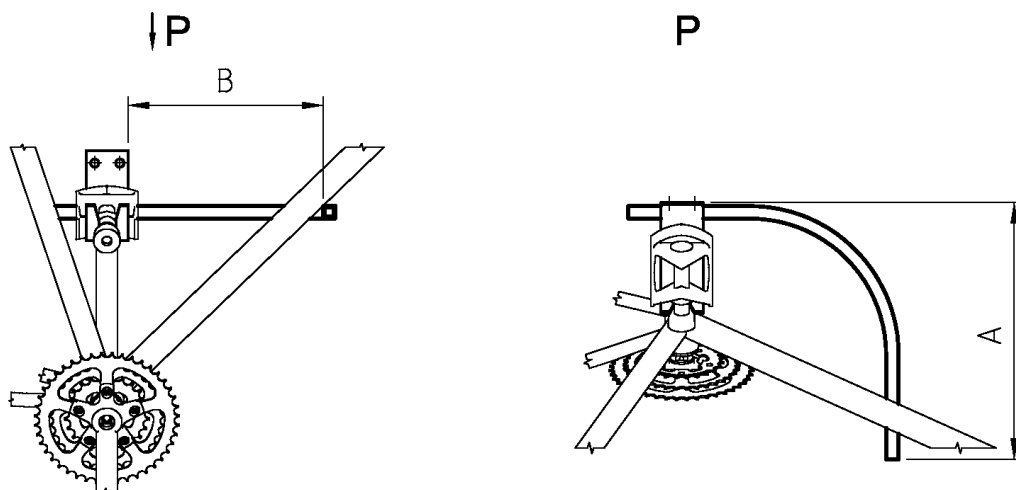
Hlavním rozměrovým kritériem pro návrh držáku je průměr osy pedálu d_p . Ten se u běžně dostupných pedálů pohybuje v rozmezí $d_p = (16 \div 18,5)$ mm, u některých speciálních pedálů z důvodu úspory hmotnosti je i menší, nikdy však horní mezní hodnotu nepřekračuje. Volím proto drážku pro osu pedálu $l_p = 20$ mm na konci držáku opatřenou zkosením pro snazší umístění pedálu do držáku.



Obr. 2.2 Rozměrové parametry nosné části

2.2. Rameno

Dalším důležitým kritériem pro návrh jsou rozměrové parametry ramene. Je třeba určit tyto rozměry tak, aby bylo možné použít rameno pro jakýkoliv typ kola. Mezi tyto parametry patří vzdálenost spodní rámové trubky bicyklu od stěny, na které je držák upevněn, a vzdálenost průmětu místa podepření spodní rámové trubky do roviny držáku od držáku (obr. 2.3).



Obr. 2.3 Rozměrové parametry ramene

Ve snaze docílit co největší variability držáku bylo nutno stanovit tyto parametry měřením jízdních kol různých druhů a velikostí. Naměřené hodnoty jsou zpracovány v tabulce (tab. 2.1).

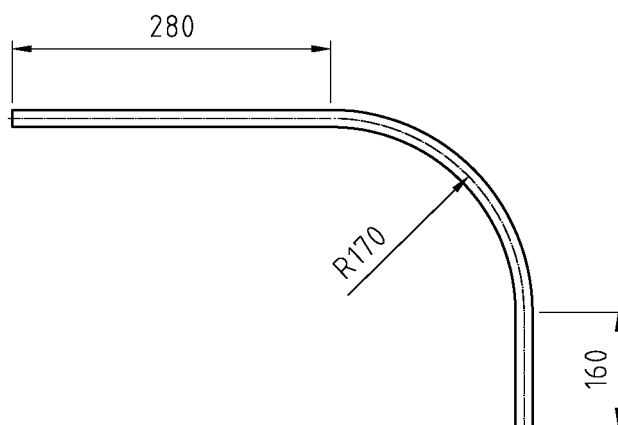
Tab. 2.1

Typ kola	A [mm]	B [mm]
MTB 26" pánské	280	320
MTB 26" dámské	265	300
Cross 28" pánské	300	270
Cross 28" dámské	290	260
Silniční 28"	310	300
Dětské 24"	200	350

Tab. 2.2

A_{min} [mm]	200
A_{max} [mm]	310
B_{min} [mm]	260
B_{max} [mm]	350

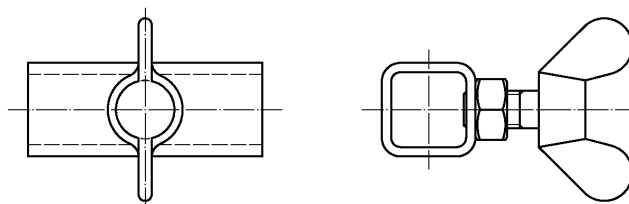
Z naměřených hodnot jsou pro další postup nejdůležitější minimální a maximální vzdálenost spodní rámové trubky bicyklu od stěny A_{min} a A_{max} a extrémní hodnoty rozměru B čili B_{min} a B_{max} (tab. 2.2). Z těchto hodnot jsem určil výsledné rozměry posuvného ramena (obr. 2.4) tak, aby byla zajištěna variabilita držáku.



Obr. 2.4 Posuvné rameno

2.3. Ocelový profil

Pro přichycení ramena držáku bude sloužit ocelový profil čtvercového průřezu přivařený dvěma koutovými svary k nosné části držáku. Rameno bude rovněž čtvercového průřezu a bude se v profilu posouvat. Profil bude z jedné strany provrtán a v tomto místě k němu bude přivařena matice. Maticí bude procházet křídlatý šroub zajišťující po dotáhnutí polohu ramena vůči držáku (obr. 2.5).



Obr. 2.5 Ocelový profil s maticí a křídlatým šroubem

Tento návrh konstrukčního řešení jsem podrobil následujícím výpočtům.

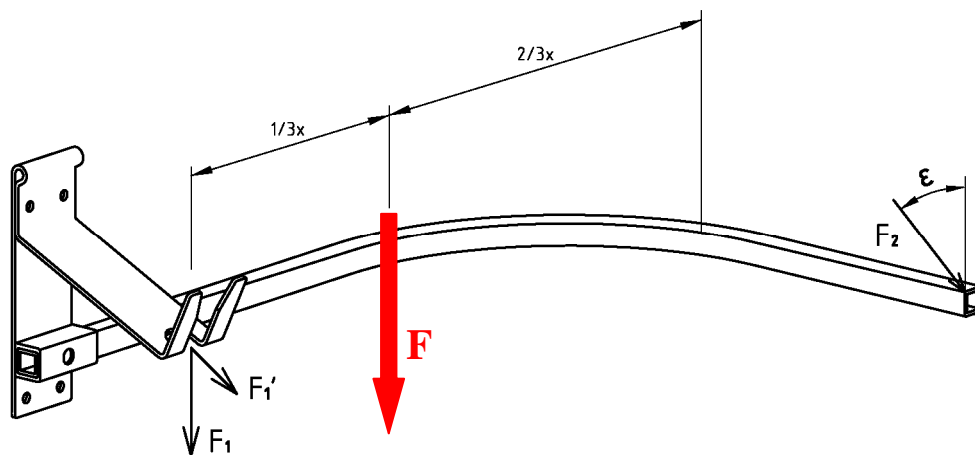
3. ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA DRŽÁK

Držák bude dimenzován pro jízdní kola do hmotnosti 20 kg. Jelikož při pokládání kola na držák může docházet k rázům, budu tento fakt respektovat dynamickým koeficientem $K_A = 1,5$.

Jízdní kolo upevněné na držák bude vůči zdi umístěno šikmo a kromě přenosu sil do držáku se také bude předním i zadním kolem dotýkat zdi. Protože nelze určit koeficient tření mezi stěnou a pláští kol, sklopil jsem kolo v místě jeho působení na držák do roviny rovnoběžné se stěnou. Pro výpočet tak uvažuji situaci, kdy je zatížení přenášeno pouze do držáku v místech upevnění za pedál a v kontaktu spodní rámové trubky s ramenem, tzn. působení sil F_1 a F_2 . Ve skutečnosti dojde v důsledku tření mezi pláští a stěnou k odlehčení držáku, což je pozitivní. Držák bude působením tíhy bicyklu respektované dynamickým koeficientem zatížen silou

$$F = G \cdot K_A = m \cdot g \cdot K_A = 20 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \doteq 300 \text{ N}$$

Zatížení působící na držák je znázorněno na obr. 3.1. Poloha těžiště se u každého kola liší, stejně jako délka ramene podpírajícího spodní rámovou trubku. Tyto hodnoty si jsou však velmi podobné a těžiště je u drtivé většiny kol blíže místu upevnění na držák. Budu tudíž uvažovat třetinovou vzdálenost těžiště od upevněného pedálu a zbylé dvě třetiny pak jako vzdálenost těžiště od místa dotyku ramena se spodní rámovou trubkou.



Obr. 3.1 Rozložení sil

Sestavím si silovou a momentovou rovnici

$$\sum M_i: F_1 \cdot \frac{1}{3} \cdot x = F_2 \cdot \frac{2}{3} \cdot x$$

$$\sum F_i: F_1 + F_2 = F$$

Vyřešením první rovnice

$$F_1 = 2 \cdot F_2$$

Po dosazení do druhé rovnice

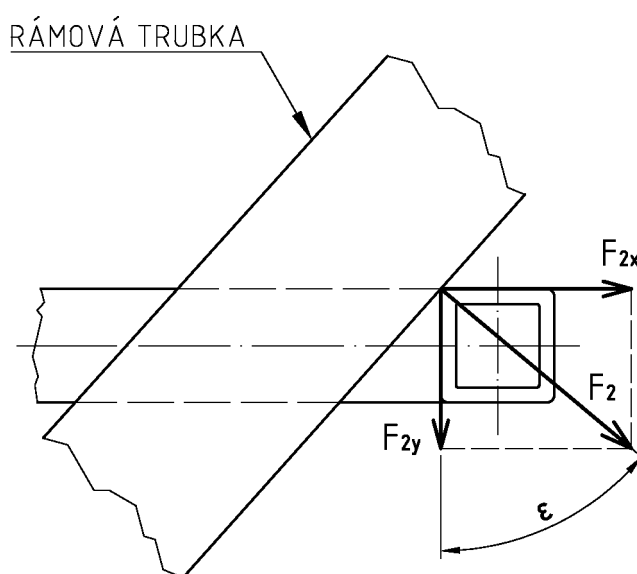
$$F = 3 \cdot F_2$$

Výsledkem získám silové účinky v místech podpor

$$F_2 = \frac{F}{3} = \frac{300}{3} = 100 \text{ N}$$

$$F_1 = 2 \cdot F_2 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ N}$$

Síla F_2 působí na výsuvné rameno šikmo. Úhel naklopení ε síly přitom závisí na sklonu spodní rámové trubky, kterou rameno podepírá. Tento úhel sklonu se kolo od kola liší v závislosti na geometrii rámu a s ním také rozložení sil. Měřením několika ráků kol jsem zjistil, že se tento úhel pohybuje v rozmezí $\varepsilon = (50 \div 60)^\circ$. Pro tyto mezní hodnoty jsem dále výpočtem určil velikosti jednotlivých složek síly F_2 (tab. 3.1), se kterými budu následně počítat. Rozklad síly F_2 do složek osy x a y je zřejmé z obr. 3.2.



Obr. 3.2 Rozklad síly F_2

Tab. 3.1 Rozklad síly F_2 do složek

ε [°]	F_{2x} [N]	F_{2y} [N]
50	76,6	64,3
60	86,6	50

4. DIMENZOVÁNÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ DRŽÁKU

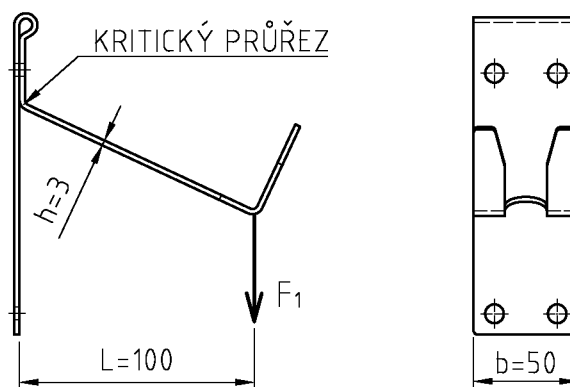
Pro dimenzování a následnou pevnostní kontrolu jednotlivých částí držáku je nutná znalost mechanických vlastností použitých materiálů. Nosnou plechovou část držáku jsem volil z konstrukční oceli 11 523 (3), ocelový vodicí profil z konstrukční oceli 11 373 (3). Pro výsuvné rameno jsem pak volil slitinu hliníku 6005-T6 (14) z důvodu snížení hmotnosti ramena vzhledem k jeho větším rozměrům. Mechanické vlastnosti použitých materiálů jsou uvedeny v tab. 4.1.

Tab. 4.1 Mechanické vlastnosti použitých materiálů

Materiál	Mez kluzu		Mez pevnosti v tahu
	R_e [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]
11 373	186	-	340
11 523	333	-	520
6005-T6	-	215	260

4.1. Nosná část

Nosná část držáku je navržena jako ohýbaná plechová součást podle obr. 4.1. Je třeba ji dimenzovat pro působení síly F_1 . Tato síla na držák působí ohybovým momentem a zatěžuje vyznačený kritický průřez, který následně zkontroluji.



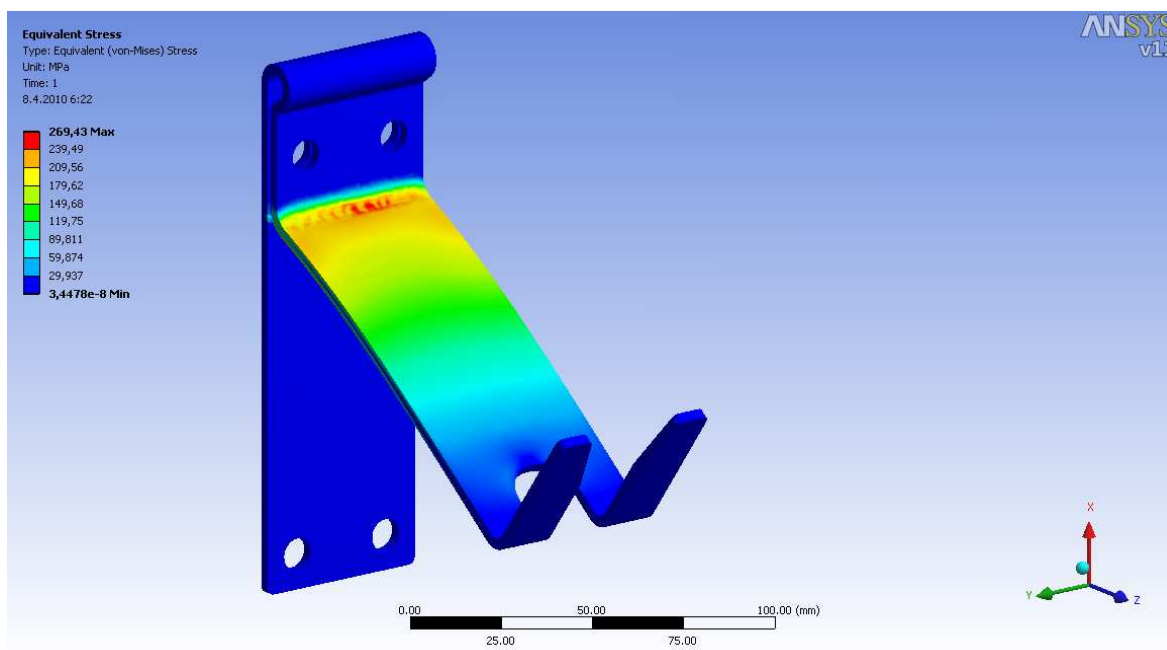
Obr. 4.1 Nosná část

Analytický výpočet ohybového napětí

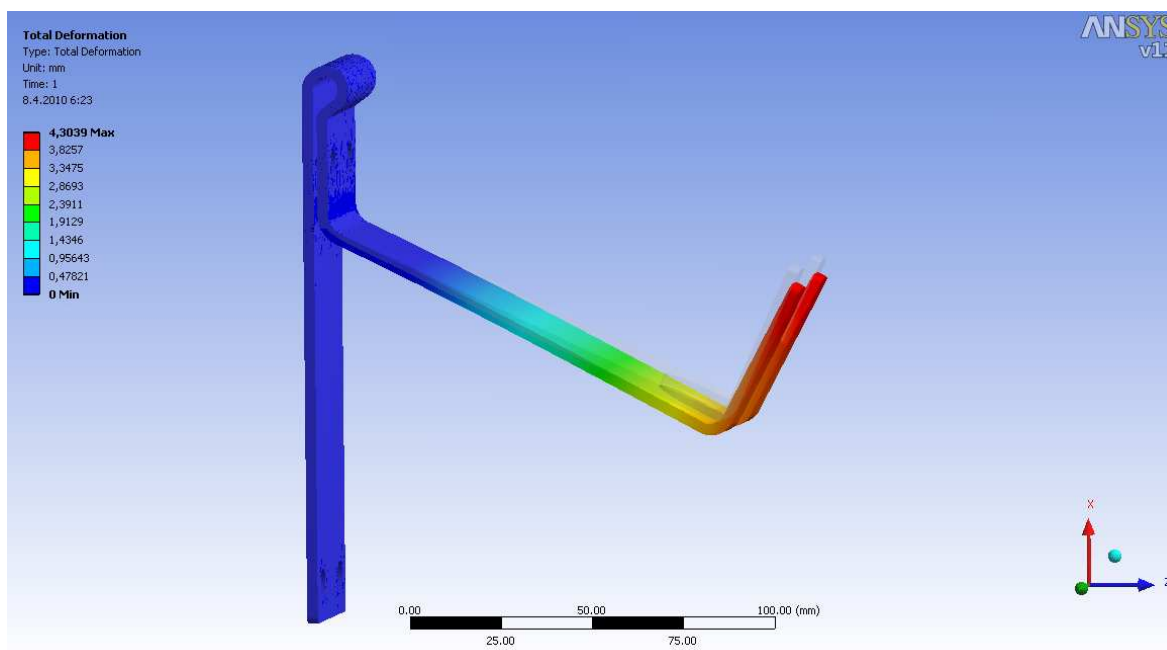
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot L}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{200 \cdot 100}{\frac{50 \cdot 3^2}{6}} = 266,67 \text{ MPa}$$

Výpočet ohybového napětí MKP

Kontrolu nosné části držáku jsem provedl také MKP v programu ANSYS Workbench. Výpočet touto metodou ukázal maximální napětí kritického průřezu $\sigma_o = 269 \text{ MPa}$ (obr. 4.2). Deformace profilu při maximálním zatížení jsou znázorněny na obr. 4.3. Navržená součást při porovnání hodnot napětí s mezí kluzu (tab. 4.1) pevnostně vyhovuje.



Obr. 4.2 Redukované napětí (H-M-H)



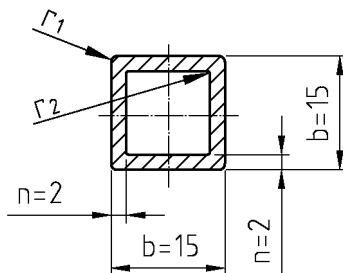
Obr. 4.3 Výsledná deformace

4.2. Dimenzování ramena

Pro zachycení točivého momentu od tíhové síly působící v těžišti kola je použito výsuvné rameno zhotovené z hliníkového čtvercového profilu. Pro zjednodušení je rameno na jednom konci vetknuto, na druhém konci je pak zatíženo tíhovou silou F_2 . Takto zatížený celek vytváří prostorový ohyb, což je kombinace ohybu a krutu. Pro krut nekruhového průřezu neznáme jeho průřezový modul a nelze proto tento konstrukční uzel spočítat základní pevnostní rovnicí pro prosté namáhání v krutu kruhových průřezů.

Volím proto nestandardní postup a provedu analytický výpočet krutu nekruhového průřezu na základě hydrodynamické analogie (6), pomocí které určím maximální točivý moment, kterým lze zvolený průřez namáhat (obr. 4.4).

Výpočet na základě hydrodynamické analogie



Obr. 4.4 Průřez profilu

Vyjdou ze vztahu

$$T = 2 \cdot S_s \cdot \tau_{s \max} \cdot n_{\min} \quad (4.1)$$

kam dosadím velikost plochy průřezu omezené jeho střednicí

$$S_s = (h - n_1) \cdot (b - n_2)$$

V tomto případě se jedná o čtvercový profil, tloušťka stěny tak je konstantní $n = n_{\min 1} = n_1 = n_2$ a šířka profilu je rovna jeho výšce $h = b$. Po úpravě proto

$$S_s = (b - n)^2 = (15 - 2)^2 = 169 \text{ mm}^2$$

Profil je vyroben z hliníkové slitiny EN AW 6005 T6 (12), jejíž smluvní mez kluzu pro 0,2 % plastickou deformaci je rovna $R_{p0,2} = 215 \text{ MPa}$. Tu použiji při výpočtu napětí na mezi kluzu ve smyku

$$\tau_{s \max} = 0,577 \cdot R_{p0,2} = 0,577 \cdot 215 = 124,1 \text{ MPa}$$

Po dosazení do (4.1) dostanu

$$T = 2 \cdot 169 \cdot 124,1 \cdot 2 = 83\,891,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.2)$$

Zjistím, jak je rozděleno napětí v přímé části. Zde je střednice přímá a zde tedy platí

$$\tau_{e,i} = \tau_s \pm n \cdot G \cdot \vartheta$$

kde

$$G \cdot \vartheta = \frac{\oint \tau_s ds}{2 \cdot S_s} = \frac{2 \cdot [\tau_D \cdot (h - n_1) + \tau_{s \max} \cdot (n_2/n_1) \cdot (b - n_2)]}{2 \cdot S_s}$$

$$G \cdot \vartheta = \frac{2 \cdot \tau_{s \max} \cdot (b - n)}{S_s} = \frac{2 \cdot 124,1 \cdot (15 - 2)}{169} = 19,1 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Maximální napětí v přímé části je tedy

$$\tau_{\max} = \tau_e = \tau_{s \max} + n \cdot G \cdot \vartheta = 124,1 + 2 \cdot 19,1 = 162,3 \text{ MPa}$$

V rohu průřezu zjistím rozdělení napětí z přibližného vztahu

$$\tau = G \cdot \vartheta \cdot r + \frac{C}{r}$$

kde

$$C = \frac{\tau_D \cdot n - \frac{1}{2} \cdot G \cdot \vartheta \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{\log(r_2/r_1)}$$

Pro zadaný profil je

$$r_1 = 0,8 \text{ mm}, r_2 = 0,3 \text{ mm}$$

takže

$$C = \frac{124,1 \cdot 2 - \frac{1}{2} \cdot 19,1 \cdot (0,8^2 - 0,3^2)}{\log(0,8/0,3)} = 570,3 \text{ MPa} \cdot \text{mm}$$

a tedy na poloměru r_1 je

$$\tau_1 = G \cdot \vartheta \cdot r_1 + \frac{C}{r_1} = 19,1 \cdot 0,3 + \frac{570,3}{0,3} = 1\,906,9 \text{ MPa}$$

a na poloměru r_2 je

$$\tau_2 = G \cdot \vartheta \cdot r_2 + \frac{C}{r_2} = 19,1 \cdot 0,8 + \frac{570,3}{0,8} = 728,2 \text{ MPa}$$

Největší vyskytující se napětí je tedy $\tau_1 = 1\,906,9 \text{ MPa}$.

Abych zjistil maximální přípustný točivý moment, je nutno hodnotu (4.2) točivého momentu redukovat v poměru τ_D/τ_1 .

$$T_{\max} = T \cdot \frac{\tau_D}{\tau_1} = 83\,891,6 \cdot \frac{124,1}{1\,906,9} = 5\,495,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

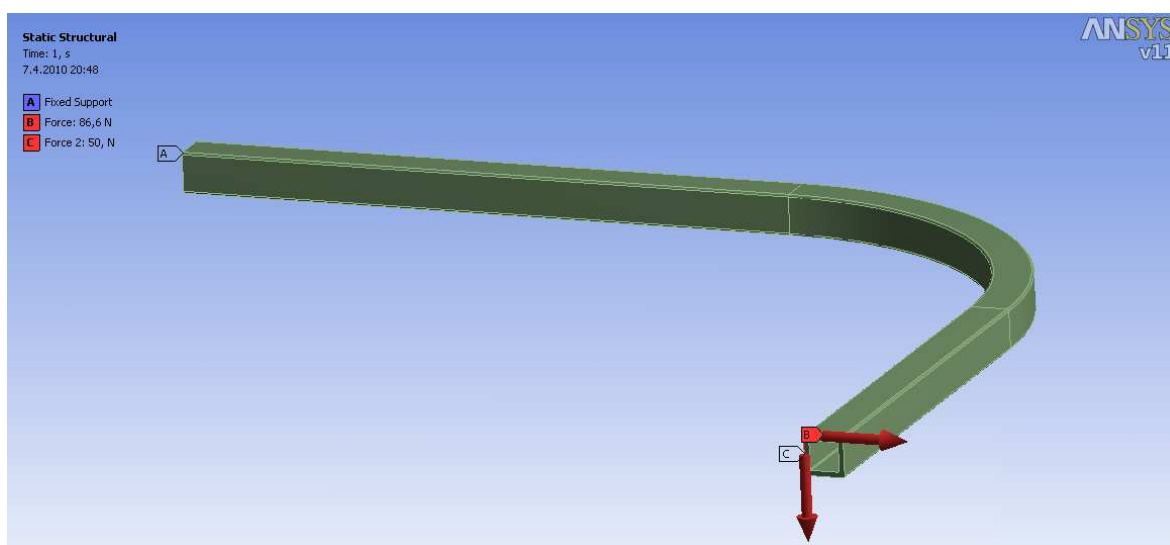
Vyplývá tedy, že maximální točivý moment nesmí překročit hodnotu $5\,495,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$.

Pokud však zvolím zaoblení hran taková, aby se v zaoblení zachovala tloušťka stěny profilu, budou výsledná napětí znatelně nižší a po provedení výpočtu s novými hodnotami bude hodnota maximálního točivého momentu $T_{\max} = 40\,026,0 \text{ N} \cdot \text{mm}$.

Výpočet na základě hydrodynamické analogie tedy nerespektuje libovolné hodnoty zaoblení hran a vychází z předpokladu konstantní tloušťky stěny v průběhu celého zaoblení. Při malých hodnotách zaoblení hran se tak vyskytují extrémní napětí, která budou ve skutečnosti menší.

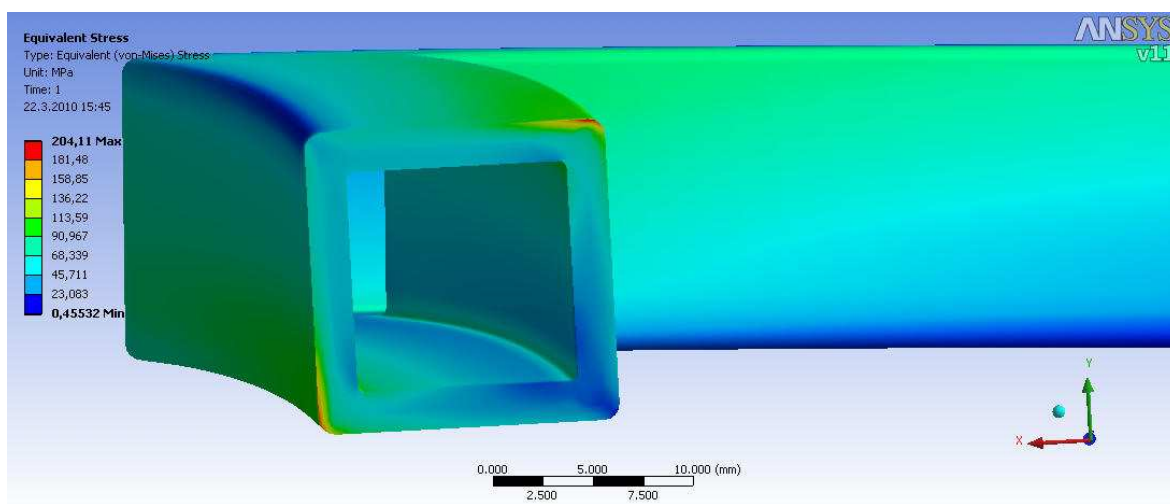
Pevnostní analýza ramena MKP

Jelikož výpočet na základě hydrodynamické analogie uvažuje pouze prostý krut nikoliv v kombinaci s ohybem a pro hodnoty zaoblení hran zvoleného profilu nevrací hodnověrné výsledky, přistoupil jsem k řešení problému pevnostní analýzou MKP. Rameno je zatíženo maximálními hodnotami sil podle obr. 4.5.



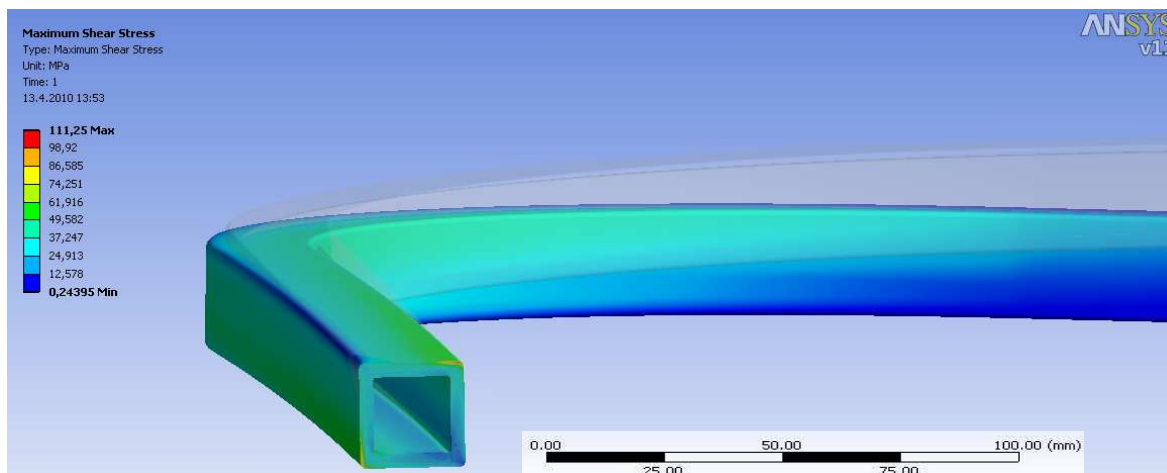
Obr. 4.5 Schéma zatížení

Při tomto zatížení nedošlo k překročení meze kluzu materiálu (tab. 4.1), hodnoty napětí se pohybovaly do 130 MPa (obr. 4.6).



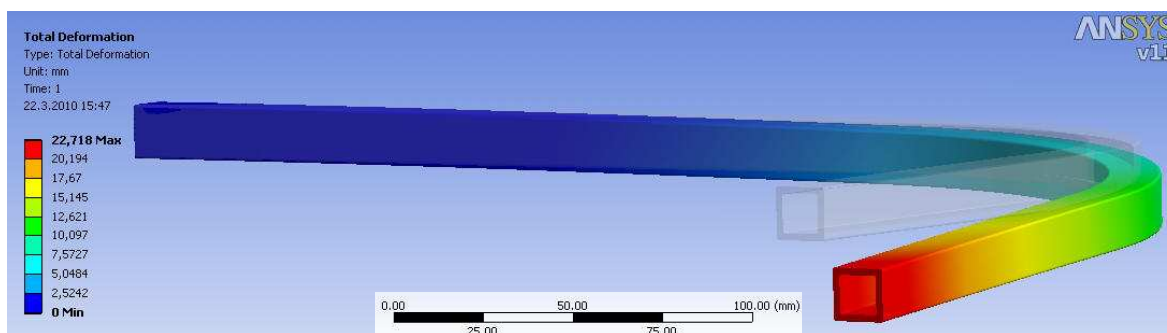
Obr. 4.6 Redukované napětí (H-M-H)

Při porovnání hodnot napětí pro zaoblení hran získaných hydrodynamickou analogií a MKP lze zjistit značné difference, řádově stovky MPa, což v případě výpočtu hydrodynamickou analogií poukazuje na nevhodnost jejího použití při řešení profilu s proměnnou tloušťkou stěny v zaoblení.



Obr. 4.7 Smykové napětí

Celková deformace dosahovala na konci ramene hodnoty 22 mm (obr. 4.8). Je však třeba si připomenout, že vypočtené hodnoty odpovídají meznímu stavu, kterého stejně jako těchto extrémních hodnot ve skutečnosti nebude dosaženo.



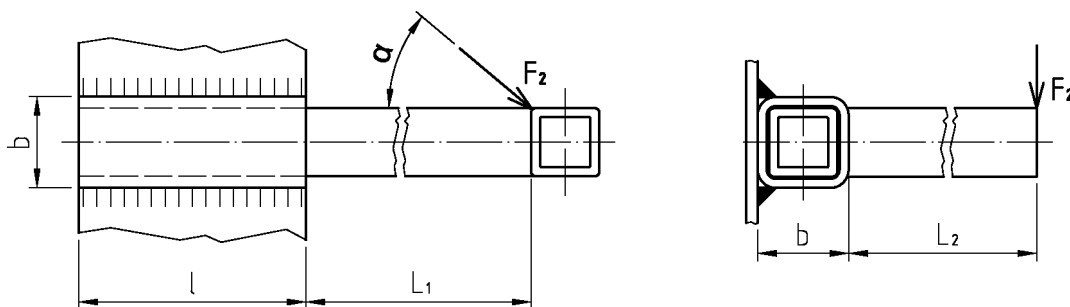
Obr. 4.8 Výsledná deformace

4.3. Kontrola svarového spoje

Vodící profil pro posuvné rameno bude k držáku přivařen dvěma koutovými svary. Na obr. 4.9 je vidět nebezpečný průřez svaru sklopený do připojovací roviny. Je zavedena souřadná soustava, jejíž počátek je v těžišti svarového obrazce. Šikmá zátěžná síla se rozloží do obou směrů a dále se řeší účinky těchto složek. Svar je zatížen kromě posouvajících sil také na krut točivým momentem od síly F_{2y} a ohybovými momenty od sil F_{2x} a F_{2y} . Točivý momentem od síly F_{2x} se zanedbá vzhledem k velmi malému rameni. (teoreticky $b/2$ – prakticky 0).

4.3.1. Krut

Pro stanovení výsledného napětí je třeba stanovit napětí od točivého momentu působením svislé složky tíhové síly F_{2y} .



Obr. 4.9 Silové působení

Složky síly F_2

Z působení sil na svar (obr. 4.9) lze usoudit, že největší namáhání nastane, pokud bude síla F_{2y} nabývat maxima. Toho dosáhne při úhlu sevření spodní rámové trubky bicyklu s podstavou $\alpha = 50^\circ$. Pro tento úhel pak

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin(90 - \alpha) = 100 \cdot \sin 50 = 76,6 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos(90 - \alpha) = 100 \cdot \cos 50 = 64,3 \text{ N}$$

Točivý moment

$$T = F_{2y} \cdot \left(\frac{l}{2} + L_1 \right) = 64,3 \cdot \left(\frac{50}{2} + 392,5 \right) = 26\,845 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Charakteristický rozměr svaru

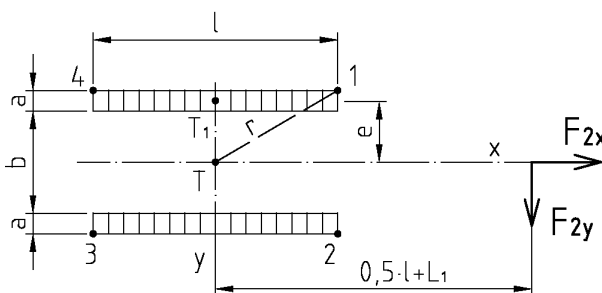
$$a = 0,7 \cdot t = 0,7 \cdot 3,5 = 2,5 \text{ mm}$$

Průřez celého svarového obrazce

$$S = 2 \cdot a \cdot l = 2 \cdot 2,5 \cdot 50 = 250 \text{ mm}^2$$

Průřez pouze jednoho svaru

$$S_1 = a \cdot l = 2,5 \cdot 50 = 125 \text{ mm}^2$$



Obr. 4.10 Svarový obrazec

Osové momenty setrvačnosti horní poloviny svarového obrazce k jeho těžišti T_1 (obr. 4.10)

$$J_{x1} = \frac{1}{12} \cdot l \cdot a^3$$

$$J_{y1} = \frac{1}{12} \cdot l^3 \cdot a$$

Polární moment setrvačnosti horní poloviny svarového obrazce k jeho těžišti T_1

$$J_{p1} = J_{x1} + J_{y1} = \frac{1}{12} \cdot l \cdot a^3 + \frac{1}{12} \cdot l^3 \cdot a$$

Celkový polární moment setrvačnosti celého obrazce k těžišti T (s využitím Steinerovy věty) potom

$$J_p = 2 \cdot (J_{p1} + S_1 \cdot e^2) = 2 \cdot \left(\frac{a^3 \cdot l}{12} + \frac{a \cdot l^3}{12} + a \cdot l \cdot \left(\frac{b+a}{2} \right)^2 \right)$$

$$J_p = a \cdot l \cdot \left(\frac{a^2 + l^2}{6} + \frac{(b+a)^2}{2} \right) = 2,5 \cdot 50 \cdot \left(\frac{2,5^2 + 50^2}{6} + \frac{(20 + 2,5)^2}{2} \right)$$

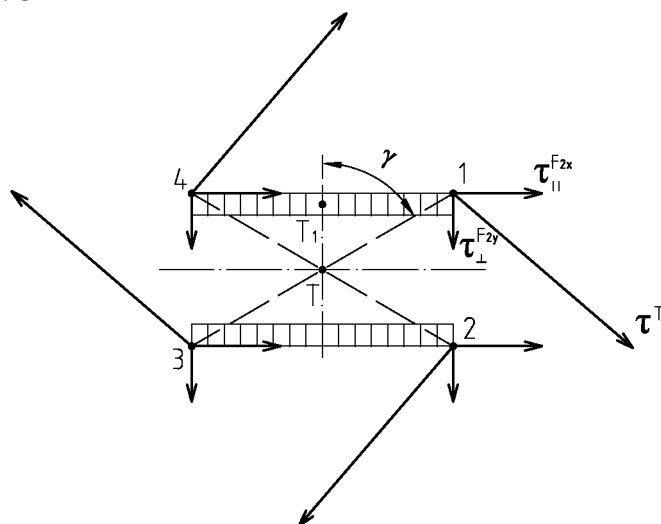
$$J_p = 83\,854,2 \text{ mm}^4$$

Vzdálenost nejzatíženějšího místa svaru (nejvzdálenějšího od těžiště T)

$$r = \sqrt{\left(\frac{b}{2} + a \right)^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{20}{2} + 2,5 \right)^2 + \left(\frac{50}{2} \right)^2} = 27,95 \text{ mm}$$

Modul svarového obrazce v krutu

$$W_k = \frac{J_p}{r} = \frac{83\,854,2}{27,95} = 3\,000,15 \text{ mm}^3$$



Obr. 4.11 Rozložení napětí

Kritickým místem svaru bude jeden ze 4 nejvzdálenějších rohů. Na obr. 4.11 jsou tato místa označena čísly 1 až 4. Napětí od posouvajících sil $\tau_{\parallel}^{F_{2x}}$ a $\tau_{\perp}^{F_{2y}}$ budou ve všech těchto bodech stejně veliké a budou i stejného směru. Napětí τ^T budou rovněž ve všech bodech 1 až 4 stejně velké, ale budou mít vždy různý směr. Proto bude i výsledný vektorový součet těchto napětí v každém bodě jiný.

Dílčí napětí od složky F_{2x}

$$\tau_{\parallel}^{F_{2x}} = \frac{F_{2x}}{S} = \frac{76,6}{250} = 0,31 \text{ MPa}$$

Dílčí napětí od složky F_{2y}

$$\tau_{\perp}^{F_{2y}} = \frac{F_{2y}}{S} = \frac{64,3}{250} = 0,26 \text{ MPa}$$

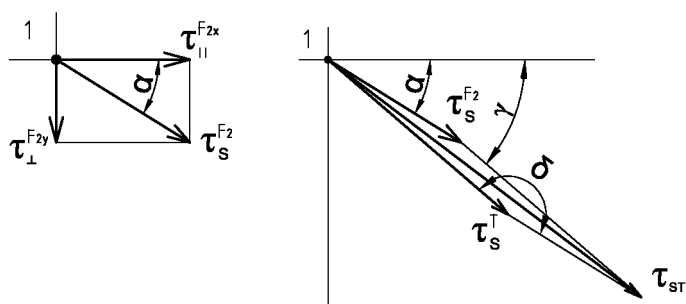
Dílní napětí od točivého momentu T

$$\tau^T = \frac{T}{W_k} = \frac{26\,845}{3\,000,15} = 8,95 \text{ MPa}$$

Z obr. 4.11 je zřejmé, že kritickým místem je bod č. 1. Vektorový součet všech tří působících napětí zde bude jednoznačně největší. Výsledné srovnávací napětí pro krut bude řešeno numericky. Nejprve spočteme napětí od posouvajících sil.

$$\tau_s^F = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{2y}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{2x}}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,26}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,31}{0,65}\right)^2} = 0,39 \text{ MPa}$$

Příslušné úhly (viz obr. 4.12)



Obr. 4.12 Napětí od krutu v bodě 1

$$\varphi = \arctg\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{2y}}}{\tau_{\parallel}^{F_{2x}}}\right) = \arctg\left(\frac{0,26}{0,31}\right) = 40^\circ$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{\frac{l}{2}}{\frac{b}{2} + a}\right) = \arctg\left(\frac{\frac{50}{2}}{\frac{20}{2} + 2,5}\right) = 63,43^\circ$$

Vzhledem k tomu, že je úhel γ větší než 45° , lze pro převodní součinitel pro přepočet napětí τ^T na srovnávací napětí použít součinitel k_3 . Toto napětí budeme tedy považovat za kolmé na délku svaru.

$$\tau_s^T = \frac{\tau^T}{k_3} = \frac{8,95}{0,75} = 11,93 \text{ MPa}$$

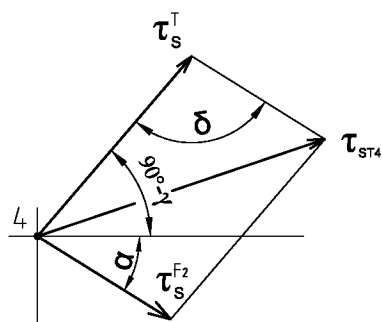
Výsledné srovnávací napětí pro krut v bodě č. 1 (obr. 4.12)

$$\delta = 180 - \gamma + \varphi = 180 - 63,43 + 40 = 156,57^\circ$$

$$\tau_{ST1} = \sqrt{(\tau_s^F)^2 + (\tau_s^T)^2 - 2 \cdot \tau_s^F \cdot \tau_s^T \cdot \cos \delta}$$

$$\tau_{ST1} = \sqrt{(0,59)^2 + (11,93)^2 - 2 \cdot 0,59 \cdot 11,93 \cdot \cos 156,57} = 12,47 \text{ MPa}$$

Výsledné srovnávací napětí pro krut v bodě č. 4 na obr. 4.13 (toto napětí je nutné znát z důvodu kontroly svarového spoje v bodě 4 - viz dále kapitola 4.3.3. Výsledné napětí).



Obr. 4.13 Napětí od krutu v bodě 4

Úhel γ je větší než 45° , pro převodní součinitel pro přepočet napětí τ^T na srovnávací napětí použijeme součinitel k_3 . Toto napětí budeme tedy považovat za kolmé na délku svaru.

$$\tau_s^T = \frac{\tau^T}{k_3} = \frac{8,95}{0,75} = 11,93 \text{ MPa}$$

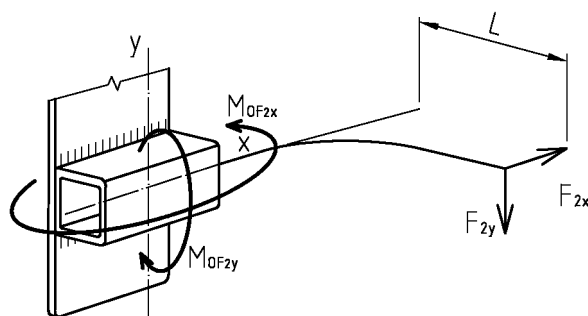
$$\delta = 180 - \gamma - \varphi = 180 - (90 - 63,43) - 40 = 113,43^\circ$$

$$\tau_{ST4} = \sqrt{(\tau_s^F)^2 + (\tau_s^T)^2 - 2 \cdot \tau_s^F \cdot \tau_s^T \cdot \cos \delta}$$

$$\tau_{ST4} = \sqrt{(0,59)^2 + (11,93)^2 - 2 \cdot 0,59 \cdot 11,93 \cdot \cos 113,43} = 12,18 \text{ MPa}$$

4.3.2. Ohyb

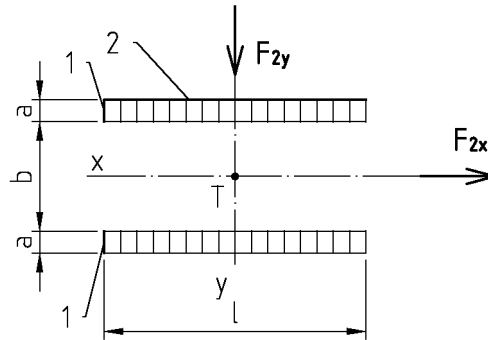
Je třeba rovněž stanovit napětí od ohybu (od svislé složky tíhové síly F_{2y} a vodorovné složky F_{2x}) (5). Na obr. 4.14 jsou znázorněny ohybové momenty od působení jednotlivých složek síly F_2 .



Obr. 4.14 Silové a momentové působení

Průřezové charakteristiky

Nosný průřez svaru po sklopení do připojovací roviny má tvar podle obr. 4.15.



Obr. 4.15 Svarový obrazec

Charakteristický rozměr svaru

$$a = 0,7 \cdot t = 0,7 \cdot 3,5 = 2,5 \text{ mm}$$

Průřez

$$S = 2 \cdot a \cdot l = 2 \cdot 2,5 \cdot 50 = 250 \text{ mm}^2$$

Osový moment setrvačnosti k ose x

$$J_x^{T_1} = \frac{l \cdot a^3}{12} = \frac{50 \cdot 2,5^3}{12} = 65,1 \text{ mm}^4$$

$$J_x = 2 \cdot \left(J_x^{T_1} + \frac{S}{2} \cdot e^2 \right) = 2 \cdot \left(J_x^{T_1} + \frac{S}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right)^2 \right) = 2 \cdot \left(65,1 + 125 \cdot \left(\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2} \right)^2 \right)$$

$$J_x = 31770,8 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu k ose x

$$W_x = \frac{J_x}{z} = \frac{J_x}{\frac{b}{2} + a} = \frac{31770,8}{\frac{20}{2} + 2,5} = 2541,67 \text{ mm}^3$$

Osový moment setrvačnosti k ose y

$$J_y = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 = \frac{1}{6} \cdot 2,5 \cdot 50^3 = 52083,3 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu k ose y

$$W_y = \frac{J_y}{\frac{b}{2}} = \frac{52083,3}{\frac{20}{2}} = 5208,3 \text{ mm}^3$$

Zatížení silou F_{2y}

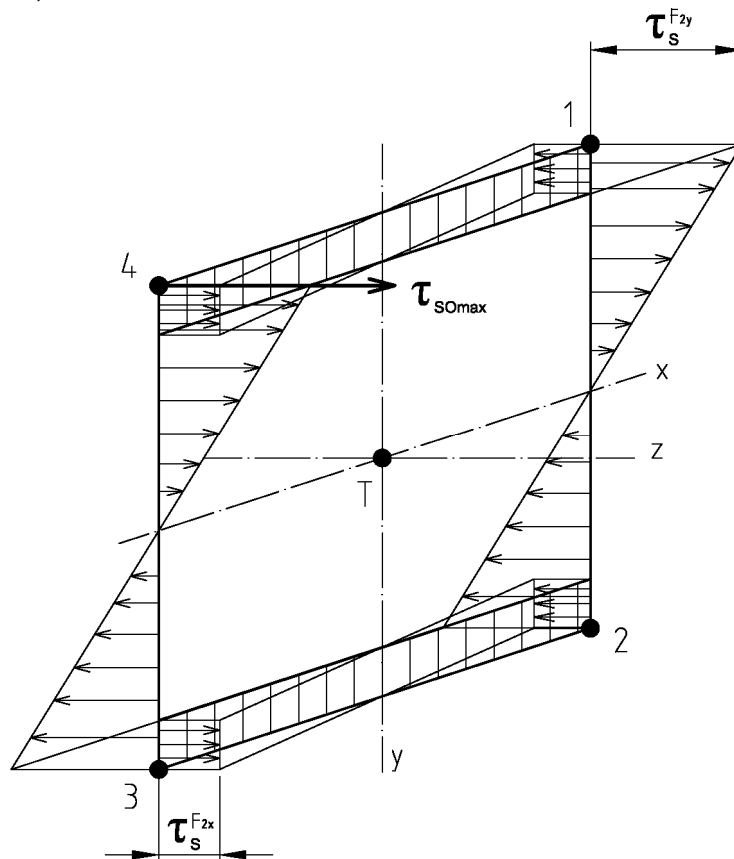
$$\tau_{\perp}^{F_{2y}} = \frac{M_{oF_{2y}}}{W_x} = \frac{F_{2y} \cdot L}{W_x} = \frac{64,3 \cdot (2 + 7,5 + 170 + 160)}{2541,67} = 8,59 \text{ MPa}$$

$$\tau_s^{F_{2y}} = \frac{\tau_{\perp}^{F_{2y}}}{k_3} = \frac{8,59}{0,75} = 11,45 \text{ MPa}$$

Zatížení silou F_{2x}

$$\tau_{\perp}^{F_{2x}} = \frac{M_{oF_{2x}}}{W_y} = \frac{F_{2x} \cdot L}{W_y} = \frac{76,6 \cdot (2 + 7,5 + 170 + 160)}{5208,3} = 5,00 \text{ MPa}$$

$$\tau_s^{F_{2x}} = \frac{\tau_{\perp}^{F_{2x}}}{k_3} = \frac{5}{0,75} = 6,67 \text{ MPa}$$



Obr. 4.16 Ohybové napětí

Maximální srovnávací napětí od ohybu

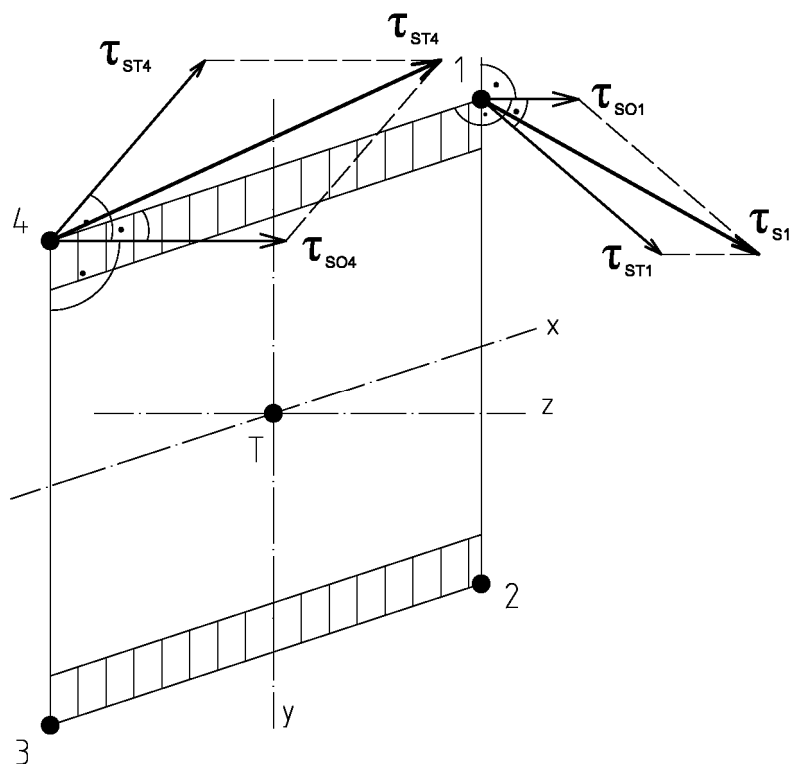
$$\tau_{so\ max} = \tau_{so4} = \tau_s^{F_{2y}} + \tau_s^{F_{2x}} = 11,45 + 6,67 = 18,12 \text{ MPa}$$

Srovnávací napětí od ohybu v bodě 1 potřebné pro výpočet výsledného srovnávacího napětí v tomto bodě

$$\tau_{so1} = \tau_s^{F_{2y}} - \tau_s^{F_{2x}} = 11,45 - 6,67 = 4,78 \text{ MPa}$$

4.3.3. Výsledné napětí

Nyní je třeba určit výsledné napětí z kombinovaného namáhání svaru ohybem a krutem. Maximální hodnotu napětí z namáhání svaru na krut vykazuje bod 1. Naopak maximální napětí z namáhání svaru na ohyb se vyskytuje v bodě 4. Provedu tedy kontrolu pro tyto 2 body, které následně porovnám. Průběh napětí ve svarovém obrazci je znázorněn na obr. 4.17.



Obr. 4.17 Výsledné napětí

Bod 1

$$\tau_{s1} = \sqrt{\tau_{so1}^2 + \tau_{st1}^2} = \sqrt{4,78^2 + 12,67^2} = 13,54 \text{ MPa}$$

Bod 4

$$\tau_{s4} = \sqrt{\tau_{so4}^2 + \tau_{st4}^2} = \sqrt{18,12^2 + 12,18^2} = 21,83 \text{ MPa}$$

Výsledné srovnávací napětí je největší v bodu 4.

Výsledná bezpečnost

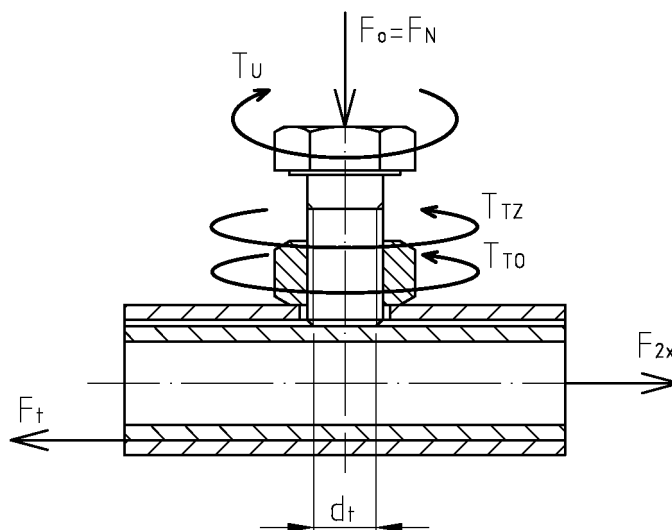
$$k_s = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{s \max}} = \frac{0,577 \cdot 186}{21,83} = 4,9$$

kde R_e ...mez kluzu materiálu 11 373 - $R_e = 186 \text{ MPa}$

$\tau_{s \max}$...výsledné srovnávací napětí $\tau_{s \max} = \tau_{s4} = 21,83 \text{ MPa}$

4.4. Namáhání od utažení šroubu

Posuvné rameno je z držáku vysouváno vodorovnou složkou F_{2x} tíhové síly. Abychom tomuto vysouvání zamezili, je nutné docílit tření mezi ramenem a držákem působením osové síly F_o od utažení šroubu.



Obr. 4.18 Působení sil a momentů

Síla F_N potřebná pro uchycení ramena vytahovaného silou F_{2x}

$$F_t \geq F_{2x}$$

$$f \cdot F_N \geq F_{2x}$$

$$F_N \geq \frac{F_{2x}}{f}$$

kde součinitel tření mezi Fe a Al povrchy $f = 0,45$ (16)

$$F_N \geq \frac{86,6}{0,45}$$

$$F_N \geq 192,4 \text{ N}$$

K vyvození osové síly je nutné šroub utáhnout potřebným utahovacím momentem.

Točivý moment potřebný k utažení křídlatého šroubu pro vyvození síly F_N

Utahovací moment T_U je potřeba pro překonání momentu T_{TZ} od tření na závitu a momentu T_{TO} od tření pod dosedací plochou šroubu.

$$T_U = T_{TZ} + T_{TO} \quad (4.3)$$

$$T_{TZ} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$F_{TZ} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

Moment pro překonání tření na závitu

$$T_{TZ} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (4.4)$$

$$T_{TZ} = 192,4 \cdot \operatorname{tg}(3,8 + 13) \cdot \frac{7,188}{2} = 208,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{kde} \quad F_o = F_N = 192,4 \text{ N}$$

Moment pro překonání tření pod dosedací plochou šroubu

$$T_{TO} = F_o \cdot f \cdot \frac{d_t}{2} \quad (4.5)$$

$$T_{TO} = 192,4 \cdot 0,45 \cdot \frac{6,5}{2} = 218,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{kde třecí průměr } d_t \cong 6,5 \text{ mm}$$

Úhel stoupání závitu

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 7,188} = 3,8^\circ$$

Redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos 30} = 13^\circ$$

Výsledný utahovací moment

$$T_U = T_{TZ} + T_{TO} = 208,8 + 218,4 = 490,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Nyní je třeba zajistit, aby utahováním šroubu nedošlo k deformaci profilu ramene. Proto rameno zkontroluji pro působení osově síly vyvozené maximálním utahovacím momentem, kterým je člověk schopen šroub utáhnout. Hodnotu maximálního utahovacího momentu jsem určil měřením.

4.4.1. Měření utahovacího momentu

Použité přístroje

Multimetr	No. 07 050 090 741
Tenzometrická aparatura	M1000VSB 16261/7
Měřicí přípravek pro měření točivého momentu	
Upravená křídlatá matice	

Pro měření jsem použil přípravek na měření točivého momentu kalibrovaný podle (7). Na přípravek jsem připevnil upravenou křídlatou matici M8 představující hlavu křídlatého šroubu použitého v sestavě. Přípravek s maticí jsem poté připojil k tenzometrické aparatuře Mikrotechna M1000, na kterou jsem napojil voltmetr (obr. 4.19).

Provedl jsem několik měření a následně určil výsledný utahovací moment, kterým je člověk schopen šroub utáhnout.



Obr. 4.19 Měřicí aparatura

Kalibrovaný přípravek pro měření točivého momentu má konstantu pro převod měřicího napětí na točivý moment $K = 2,840545 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{V}^{-1} \pm 0,81 \%$. Pro přepočet napětí na točivý moment použijeme vztah

$$T_U = U_m \cdot K \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Tab. 4.2

n	U_m [V]	T_U [N·m]	ΔT_U [%]
1	0,984	2,795096	1,678657
2	1,022	2,903037	-2,11831
3	0,985	2,797937	1,578737
4	1,021	2,900196	-2,01839
5	0,992	2,817821	0,879297
\bar{x}	1,001	2,842817	

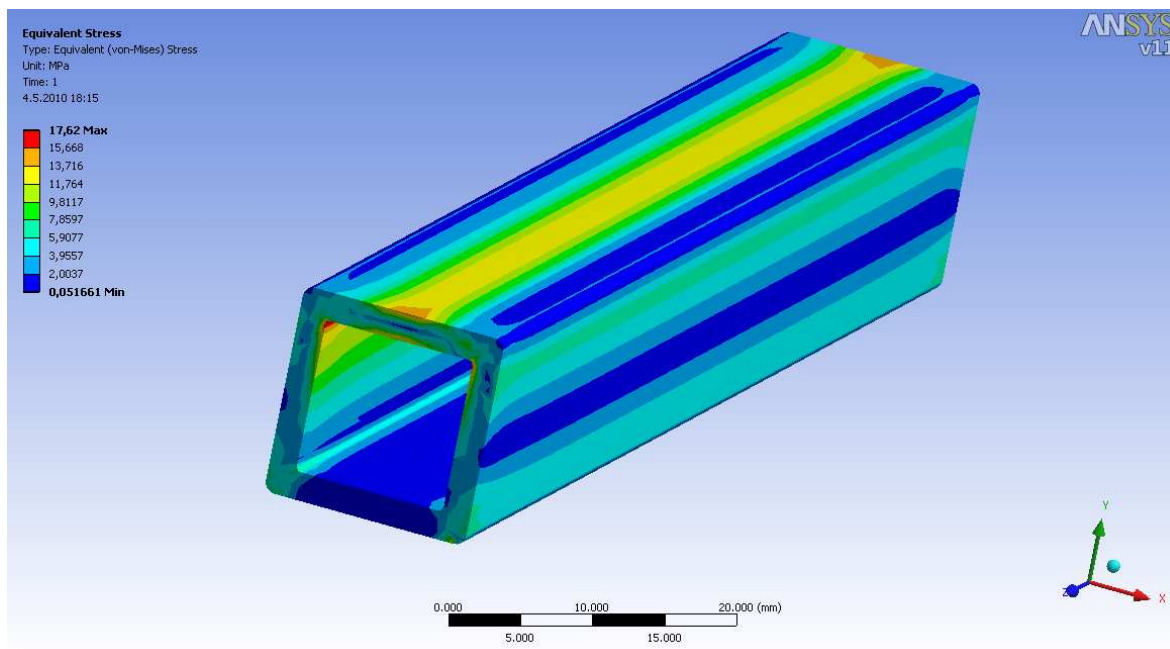
Měřením jsme si dokázali, že běžně člověk není schopen utáhnout křídlatou maticí M8 momentem větším než $T_U = 3\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$.

Nyní je třeba vypočítat osovou sílu ve šroubu vyvozenou od utažení tímto momentem a následně provést pevnostní kontrolu Al profilu, zdali při působení této síly nedojde k jeho deformaci.

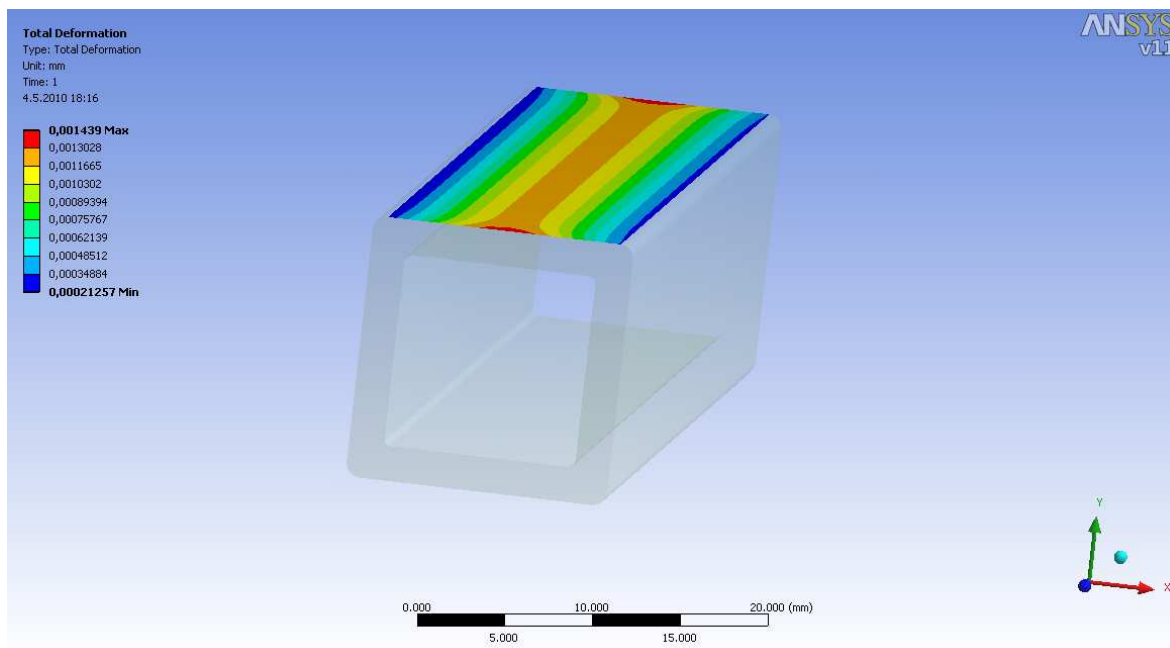
Z rovnic 4.3, 4.4, 4.5 vyjádřím osovou sílu F_o a vyčísím ji.

$$F_o = \frac{T_U}{\text{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + f \cdot \frac{d_t}{2}} = \frac{3\,000}{\text{tg}(3,8 + 13) \cdot \frac{7,188}{2} + 0,45 \cdot \frac{6,5}{2}} = 1\,177,6 \text{ N}$$

Simulace zatížení MKP v programu Ansys - výsledná deformace (obr. 4.20) a napětí (obr. 4.21).



Obr. 4.20 Redukované napětí (H-M-H)



Obr. 4.21 Výsledná deformace

Maximální napětí při zatížení profilu dosahuje hodnoty 17,62 MPa a jeho deformace činí 0,001 mm. Obě tyto hodnoty vyhovují, a proto lze šroub utahovat maximálním utahovacím momentem vyvozeným lidskou rukou $T_U \leq 3\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$.

4.5. Kotvicí šrouby

Kotvicí šrouby pro uchycení držáku ke stěně volím pro maximální zatížení $m = 20$ kg a dynamický koeficient $K_A = 1,5$. Volím systém upevnění pomocí hmoždinek a vrtů. Držák bude upevněn 4 vruty, v návrhu uvažuji pouze se 2, čímž do návrhu zahrnuji možnost špatného upevnění hmoždinek nebo možnost jejich uvolnění.

Volím hmoždinky SX10 x 80 dle (18). Pro upevnění do materiálu nejmenší pevnosti, tj. pórobeton, mají tyto hmoždinky garantovanou únosnost $N_{rec} = 0,2$ kN/vrut .

$$N_{C,rec} \geq F$$

$$n \cdot N_{rec} \geq m \cdot g \cdot K_A$$

$$N_{rec} \geq \frac{m \cdot g \cdot K_A}{n}$$

$$N_{rec} \geq \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{2}$$

$$N_{rec} \geq 0,147 \text{ kN}$$

Hodnota garantované únosnosti N_{rec} platí při použití vrtů do dřeva. Volím proto vruty do dřeva se šestihrannou hlavou Ø8 x 90 ČSN 02 1810.55. Pod vruty použiji podložky 12 ISO 7089-8 ČSN EN ISO 7090.

4.6. Doplnkové informace

Kovové prvky konstrukce budou upraveny zinkováním. Posuvné hliníkové rameno bude na koncích opatřeno plastovými zátkami (15), které zakryjí ostré hrany. Na funkční část ramena bude v místě kontaktu s rámovou trubkou natažena mirelonová trubice dutého profilu (13), čímž se zabrání poškrábání rámu bicyklu. Mirelonová trubice byla zvolena na základě porovnání vnitřního obvodu trubice o_{tr} a vnějšího obvodu profilu o_{Al} , na který má být nasazena.

$$o_{Al} \cong o_{tr}$$

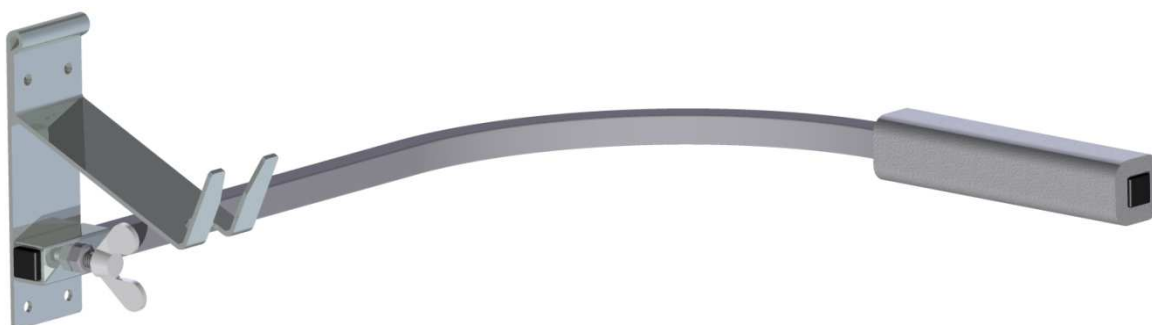
$$4 \cdot b \cong \pi \cdot d$$

$$d \cong \frac{4 \cdot b}{\pi} = 19 \text{ mm}$$

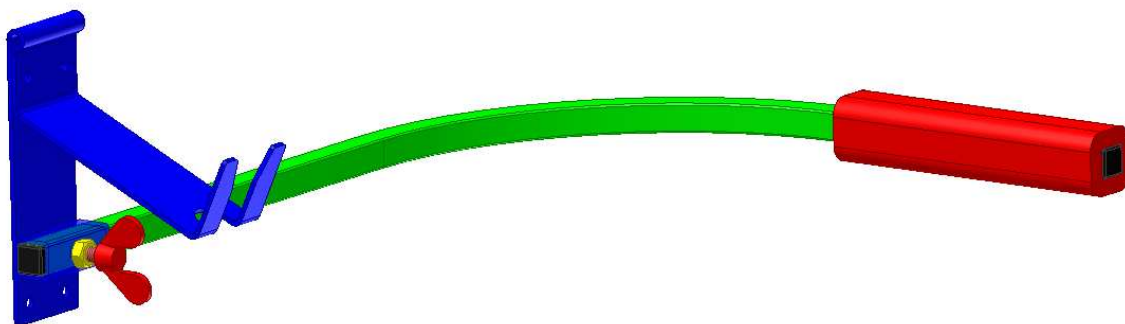
Zvolil jsem mirelonovou trubici o rozměrech Ø18 x 9 – 160.

5. ZÁVĚR

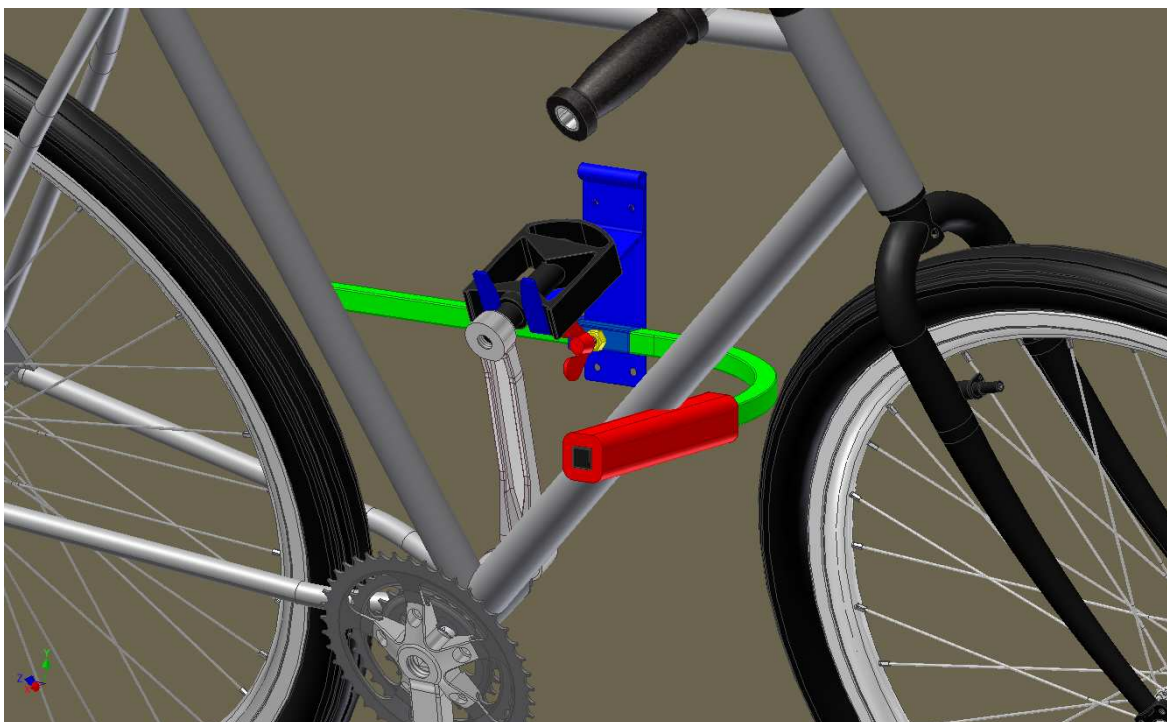
Na základě zpracované rešerše jsem navrhnul konstrukční řešení variabilního držáku jízdního kola pro uchycení na stěnu. Po porovnání jednotlivých typů držáků jsem zvolil držák pro uchycení za pedál bicyklu vybavený posuvným ramenem (obr. 5.1 a obr. 5.2). Držák jsem dimenzoval pro jízdní kola do hmotnosti 20 kg. Pro navržené části držáku jsem provedl nezbytné pevnostní výpočty analyticky a pomocí MKP. Z porovnání výsledků je zřejmé, že je konstrukce dostatečně dimenzována na stanovené namáhání a splňuje podmínky stanovené v úvodu bakalářské práce. Výsledkem práce je držák disponující vysokou variabilitou, umožňující bezpečné upevnění jakékoliv typu jízdního kola bez ohledu na jeho konstrukci, dále pak jednoduchostí a s ní spojenými nízkými výrobními náklady. Na obr. 5.3 je zobrazeno upnutí kola v držáku. Čtvercový profil posuvného ramena umožňuje sklopení ramena ke zdi, aby zbytečně nepřekáželo nebo nedošlo ke zranění, pokud se držák zrovna nepoužívá. Rameno lze rovněž otočit a na držák tak lze zavěsit kolo umístěné doprava nebo doleva, což přispívá zmíněné variabilitě. Držáky lze rovněž umístit nad sebe a tím ušetřit místo při skladování (obr. 5.4).



Obr. 5.1 Reálná podoba držáku



Obr. 5.2 Model držáku



Obr. 5.3 Upevnění bicyklu v držáku



Obr. 5.4 Upevnění bicyklů s držáky pod sebe na stěnu

6. POUŽITÁ LITERATURA

Monografie

1. DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
2. KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
3. KALÁB, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku*. Vysokoškolská příručka VŠB-TU Ostrava, 2010.
4. LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Albra - pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
5. NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
6. PEŠINA, E., RIEF, P., VALENTA, F.: *Sbírka příkladů z pružnosti a pevnosti*. Státní nakladatelství technické literatury. Praha, 1964.
7. TRČKA, T.: *Návrh metodiky zajišťování šroubů lepením*. Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 44 s. Vedoucí práce: Foltá, Z.

Internet

8. Böhm, V. PEDÁLSPORT - Držák kola kolmý, 2006. Střešní nosiče BÖHM.
http://www.stresninosice.cz/userdata/pictures/details/drz_kol_usklad/dk-k.jpg
(accessed March 12, 2010).
9. Böhm, V. PEDÁLSPORT - Držák kola rovnoběžný, 2006. Střešní nosiče BÖHM.
http://www.stresninosice.cz/userdata/pictures/details/drz_kol_usklad/dk-r.jpg
(accessed March 12, 2010).
10. Böhm, V. PEDÁLSPORT - Držák na kolo za pedál, 2006. Střešní nosiče BÖHM.
http://www.stresninosice.cz/userdata/pictures/details/drz_kol_usklad/dk-p.jpg
(accessed March 12, 2010).
11. Cambria Bicycle Outfitter – Crankbrother Egg Beater SL Pedals.
http://www.cambriabike.com/Images/product/crank_bros_egg_beater_sl_06.jpg
(accessed May 05, 2010).
12. Čtvercové profily – Tyče a profily – Hliník – ALFUN a.s..
<http://www.alfun.cz/hlinik-tp-ctvercove-profily.html> (accessed May 06, 2010).

13. Mirel Trading - Mirelon Pro. http://www.mirelon.com/cs/mirelon_pro.php (accessed May 06, 2010)
14. Označení a vlastnosti – Tyče a profily – Hliník – ALFUN a.s..
<http://www.alfun.cz/hlinik-tp-oznaceni-vlastnosti.html> (accessed May 06, 2010).
15. Plastové součástky - Skiffy.
<http://www.plastovesoucastky.cz/index.php?hash=9ee6b824a3fe69d7ec21cc18bc7624dd&grpid=162> (accessed May 06, 2010).
16. Reference Tables - Coefficient of Friction.
<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> (accessed May 06, 2010).
17. TL-19 PARKINGLOT II. BBBParts.
http://www.bbbparts.com/images/tools/btl19_big.jpg (accessed March 12, 2010).
18. Všeobecné hmoždinky - Hmoždinka SX. Fischer upevňovací systémy.
http://www.fischer-cz.cz/PortalData/2/Resources/fixing_systems/products/_docs/SX.pdf (accessed May 06, 2010).

7. PŘÍLOHY

1. DRE054-00
2. DRE054-01
3. DRE054-01.01
4. DRE054-01.02
5. DRE054-02